

**IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE**

Applicant: Masatoshi FUKUYAMA et al.  
Title: TOROIDAL CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION  
Appl. No.: Unassigned  
Filing Date: 07/23/2003  
Examiner: Unassigned  
Art Unit: Unassigned

**CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY**

Commissioner for Patents  
PO Box 1450  
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

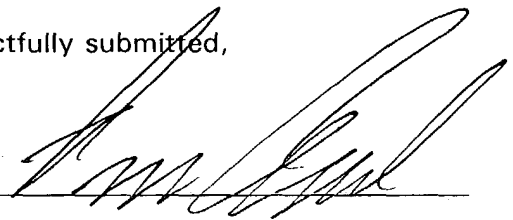
In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

- Japanese Patent Application No. 2002-217675 filed 07/26/2002.

Respectfully submitted,

Date: July 23, 2003

By



FOLEY & LARDNER  
Customer Number: 22428

Pavan K. Agarwal  
Attorney for Applicant  
Registration No. 40,888



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 945-6162  
Facsimile: (202) 672-5399

日 本 国 特 許 庁  
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 7月26日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-217675

[ ST.10/C ]:

[ JP2002-217675 ]

出 願 人

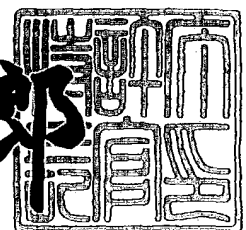
Applicant(s):

ジャトコ株式会社  
日産自動車株式会社

2003年 4月15日

特 許 庁 長 官  
Commissioner,  
Japan Patent Office

太田 信一郎



出証番号 出証特2003-302753.6

【書類名】 特許願

【整理番号】 NM01-02770

【提出日】 平成14年 7月26日

【あて先】 特許庁長官 及川 耕造 殿

【国際特許分類】 F16H 15/38  
F16H 61/18

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

【氏名】 福山 正寿

【発明者】

【住所又は居所】 静岡県富士市今泉700番地の1 ジャトコ株式会社内

【氏名】 日比 利文

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

【氏名】 杉原 淳

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

【氏名】 忍足 俊一

【特許出願人】

【識別番号】 000231350

【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 0004917

【包括委任状番号】 9706785

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 トロイダル型無段変速機

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 原動機からの回転を入力される入力ディスクと、該入力ディスクに同軸に対向配置されると共に車輪に常時駆動結合された出力ディスクと、これら入出力ディスク間で動力の受渡しを行うパワーローラとを具え、

パワーローラを回転自在に支持したトラニオンを、原動機駆動ポンプからの制御圧により、パワーローラ回転軸線が入出力ディスク回転軸線と交差した中立位置からトラニオン軸線方向へオフセットさせることで変速を生起させるようにしたトロイダル型無段変速機において、

前記車輪の回転に応動して油圧を発生する出力回転駆動ポンプを設け、

該ポンプの吐出圧により、原動機停止中の車輪回転に伴う前記トラニオンのアップシフト方向へのオフセットを阻止するよう構成し、

前記原動機の運転中常に発生している油圧により、原動機運転中は前記出力回転駆動ポンプを非作動状態に保つよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 2】 請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している前記油圧として、原動機駆動ポンプからの作動油を媒体とするトロイダル型無段変速機の変速制御油圧回路における冷却・潤滑回路の油圧を用いるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 3】 請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している前記油圧として、原動機駆動ポンプからの作動油を媒体とするトロイダル型無段変速機の変速制御油圧回路におけるトルクコンバータ圧回路の油圧を用いるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 4】 請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している前記油圧として、原動機駆動ポンプからの作動油を媒体とするトロイダル型無段変速機の変速制御油圧回路におけるライン圧回路の油圧を用いるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項 5】 請求項 1 に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運

転中常に発生している前記油圧として、原動機駆動ポンプからの作動油を媒体とするトロイダル型無段変速機の変速制御油圧回路におけるパイロット圧回路の油圧を用いるよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項6】 請求項1乃至5のいずれか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している前記油圧により前記出力回転駆動ポンプをポンプ駆動メンバから離反させて非作動状態に保つよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項7】 前記出力回転駆動ポンプが往復動型ポンプである請求項6に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している前記油圧により、前記出力回転駆動ポンプの往復動ポンプ要素を前記ポンプ駆動メンバから駆動力を伝達されないストローク位置に保持して前記非作動状態を実現するよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項8】 前記出力回転駆動ポンプが往復動型ポンプである請求項6に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している前記油圧により進出するロックピンで、前記出力回転駆動ポンプの往復動ポンプ要素を前記ポンプ駆動メンバから駆動力を伝達されないストローク位置に保持して前記非作動状態を実現するよう構成したことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【請求項9】 前記出力回転駆動ポンプが往復動型ポンプである請求項1乃至5のいずれか1項に記載のトロイダル型無段変速機において、原動機の運転中常に発生している油圧により前記出力回転駆動ポンプを非作動状態に保つ代わりに、該油圧に応動して出力回転駆動ポンプを無負荷状態となす切り換え弁を設け、該出力回転駆動ポンプの往復動ポンプ要素を、車輪の回転に応動する確動カムに対し両ストローク方向に係合させたことを特徴とするトロイダル型無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、トロイダル型無段変速機、特に車両用に有用なトロイダル型無段変速機に関するものである。

【0002】

## 【従来の技術】

車両用のトロイダル型無段変速機は通常、例えば特開平10-331938号公報に記載のごとく、エンジン等の原動機から回転を入力される入力ディスクと、これに同軸に対向配置されると共に車輪に常時駆動結合された出力ディスクと、これら入出力ディスク間で油膜の剪断により動力の受け渡しを行うパワーローラと、該パワーローラを回転自在に支持したトラニオンとを具える。

## 【0003】

トロイダル型無段変速機の変速に際しては、原動機により常時駆動されている原動機駆動ポンプからの油圧を、車両の前進走行なら前進変速制御弁による制御下で、また後進走行なら後進変速制御弁による制御下で油圧サーボ機構に向かわせ、前進変速制御弁または後進変速制御弁からの油圧に応動する油圧サーボ機構のサーボピストンによってトラニオンを介しパワーローラを、パワーローラ回転軸線が入出力ディスク回転軸線と交差した中立位置からトラニオン軸線方向へオフセットさせる。

これによりパワーローラが入出力ディスクからトラニオン軸線周りの分力を受けるようになる結果、パワーローラはトラニオン軸線周りにおける自己傾転を生起されて入出力ディスクに対するパワーローラの接触軌跡円弧径を連続的に変化させることにより無段変速を行わせる。

一方で上記変速の進行を油圧サーボ機構にフィードバックし、変速の進行につれてトラニオンを元のトラニオン軸線方向位置に向けて戻し、実変速比が指令変速比になったところでパワーローラを上記の中立位置に復帰させるようにして当該指令変速比を維持し得るようになす。

## 【0004】

## 【発明が解決しようとする課題】

ところで、原動機が運転されている間は原動機駆動ポンプから油圧が吐出されているため、上記サーボ機構が当該油圧によって制御可能であるものの、この変速制御油圧が発生していない原動機の停止状態で車両の牽引や惰性走行などにより出力ディスクに車輪側から回転力が逆入力されると、サーボ機構が無制御状態であるため、トロイダル型無段変速機が以下に説明する理由によって勝手に高速

側変速比に変速（アップシフト）される傾向にある。

つまり、出力ディスクが上記の通り車輪により逆駆動される時、入力ディスク側のフリクションを反力受けとしてパワーローラが入力ディスクとの接触部からトラニオン軸線方向の分力を受け、パワーローラが高速側変速比へのアップシフトを生起させるトラニオン軸線方向へオフセットされ、前記の自己傾転によりトロイダル型無段変速機を高速側変速比にしてしまう。

【0005】

しかし、かようにトロイダル型無段変速機が高速側変速比にされた状態から原動機の始動により発進を行おうとすると、以下の問題を生ずる。

つまり、この時トロイダル型無段変速機は発進故に指令変速比を当然最低速変速比にしているが、上記発進前の高速側変速比から当該最低速変速比への変速は車両の発進により回転が発生しないといわれ得ないため、上記高速側変速比が選択された状態での発進（所謂ハイ発進）となる。

【0006】

このハイ発進時は高速側変速比故のトルク不足で運転者に発進性能が悪いと感じさせるという問題を生ずる。

【0007】

本発明は、原動機の停止中でも車輪が回転すると油圧を発生するような出力回転駆動ポンプを設け、これからの油圧により例えば上記したとき原動機停止中における不用意なアップシフトの発生を防止し得るようにしたトロイダル型無段変速機を提案することを第1の目的とする。

【0008】

ところで上記出力回転駆動ポンプは、原動機停止中に油圧を発生すれば足りるのに、原動機の運転による通常走行中も車輪の回転に応動して駆動され続け、これが走行抵抗になって燃費の悪化を招く。

この傾向は、上記出力回転駆動ポンプがプランジャ等の往復動ポンプ要素を具え、これをバネなどの弾性手段によりカムなどのポンプ駆動メンバに押し付けて構成した往復動型ポンプである場合、当該押し付けによりポンプ駆動メンバと往復動ポンプ要素との間における摺接抵抗が大きいため特に顕著になる。



本発明はかかる実情に鑑み、そして、少なくとも原動機の運転中は出力回転駆動ポンプが車輪の回転に応動して駆動されることのないよう、または、車輪の回転に応動して駆動される場合でも無負荷駆動となるようにすることで、出力回転駆動ポンプの付加による燃費への悪影響を最小限にすることを第2目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】

これらの目的のため本発明は、上記した型式のトロイダル型無段変速機を前提とし、これに、車輪の回転に応動して油圧を発生する出力回転駆動ポンプを設け、これからの吐出圧により、原動機停止中の車輪回転に伴うトラニオンのアップシフト方向へのオフセットを阻止するよう構成し、また、原動機の運転中常に発生している油圧により、原動機運転中は出力回転駆動ポンプを非作動状態に保つよう構成する。

【0010】

【発明の効果】

かかる本発明の構成によれば、原動機の停止中に車輪が回転したとしても、出力回転駆動ポンプからの吐出圧が、原動機停止中の車輪回転に伴うトラニオンのアップシフト方向へのオフセットを阻止する。

このため、原動機停止中における車輪の回転によってもアップシフトが発生せず、前記したハイ発進の事態を回避することができる。

【0011】

また本発明によれば、原動機の運転中常に発生している油圧により、原動機運転中は出力回転駆動ポンプを非作動状態に保つため、

原動機の運転による通常走行中は出力回転駆動ポンプが駆動されることはなく、原動機運転中は出力回転駆動ポンプからの吐出圧が不要であるにもかかわらずこの出力回転駆動ポンプが車輪回転に応動して走行抵抗となる問題を回避することができ、これに伴う燃費の悪化を防止し得る。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図1～図4は、本発明の一実施の形態になるトロイダル型無段変速機を示し、図1はトロイダル型無段変速機の伝動系の模式図である。

図1に示すトロイダル型無段変速機の伝動系は、原動機としてのエンジン1からトルクコンバータ2を経てエンジン回転を入力され、このエンジン回転をそのまま伝達したり（Dレンジでの前進走行時）、逆転させて伝達したり（Rレンジでの後進走行時）、後段へ伝えなくする（P、Nレンジでの駐停車時）前後進切り換え機構3を具える。

#### 【0013】

前後進切り換え機構3の後段には、2個のトロイダル伝動ユニット（フロント側トロイダル伝動ユニット4およびリヤ側トロイダル伝動ユニット5）を、同軸背中合わせに設け、トロイダル型無段変速機をダブルキャピティー式トロイダル型無段変速機として構成する。

これらトロイダル伝動ユニット4、5はそれぞれ、入力ディスク6と、これに同軸に対向配置した出力ディスク7と、対応する入出力ディスク間に介在させた一対ずつのパワーローラ8とを具えた同様な構成とする。

#### 【0014】

両トロイダル伝動ユニット4、5は、それぞれの出力ディスク7が背中合わせになるよう同軸に配置し、この配置に当たっては、それぞれの入力ディスク6を主軸9に回転係合させて前後進切り換え機構3からの回転が共通に入力されるようになり、それぞれの出力ディスク7を主軸9上に回転自在に支持する。

また両出力ディスク7は中空出力軸10を介して相互に一体結合し、この中空出力軸10上に出力歯車11を固設する。

#### 【0015】

パワーローラ8は図3に示すように、個々のトラニオン12に回転自在に支持し（パワーローラ回転軸線を $O_1$ で示す）、各トラニオン12の下端には、油圧サーボ機構を成すサーボピストン13を同軸に結合して設ける。

サーボピストン13をサーボピストンボディー18内に摺動自在に嵌合してロー側ピストン室18Lおよびハイ側ピストン室18Hを画成する。

なお、図3に示すパワーローラ8では上側のピストン室がロー側ピストン室1

8 L、下側のピストン室がハイ側ピストン室 18 Hであるが、図 1 において上下方向反対側に位置するパワーローラ 8 ではロー側ピストン室 18 L およびハイ側ピストン室 18 H が図 3 の場合と逆になる）。

これらサーボピストン 13 により全てのトラニオン 12 を同位相で（同じ変速方向に）同期してストロークさせることにより、以下の変速制御を行うものとする。

【0016】

以下に変速作用を概略説明するに、前後進切り換え機構 3 からの回転は両入力ディスク 6 へ共通に伝達され、入力ディスク 6 の回転は対応するパワーローラ 8 に伝達されて、これらパワーローラ 8 を軸線  $O_1$  の周りに回転させる。

そして、パワーローラ 8 は対応する出力ディスク 7 に回転を伝達し、この回転が共通な出力ギヤ 11 から、これに噛合するカウンターギヤ 14 およびカウンターシャフト 15、並びに歯車組 16 を順次経て、主軸 9 の後端に同軸配置した変速機出力軸 17 から取り出され、図示せざる駆動車輪に達する。

【0017】

ここで、パワーローラ 8 をサーボピストン 13（図 3 参照）によりトラニオン 12 を介し同期して、パワーローラ回転軸線  $O_1$  と直交するトラニオン（傾転）軸線  $O_2$  の方向に同位相で、図 1 および図 3 に示す中立位置（非変速位置）からストロークさせ、パワーローラ回転軸線  $O_1$  を入出力ディスク回転軸線  $O_3$  からオフセットさせると、パワーローラ 8 が回転時の分力によりトラニオン軸線  $O_2$  の周りに同期して同位相で傾転される。

【0018】

かかるパワーローラ 8 の自己傾転により、対応する入出力ディスク 6, 7 に対するパワーローラ 8 の接触軌跡円半径が連続的に変化し、両トロイダル伝動ユニット 4, 5 の変速比を同様に無段階に変化させることができる。

なお変速比が指令変速比になったところで、サーボピストン 13 によりトラニオン 12 を介しパワーローラ 8 を上記オフセットが 0 の初期ストローク位置（中立位置）に戻すことで、パワーローラ 8 の自己傾転は行われなくなり指令変速比を保つことができる。

## 【0019】

ところで上記の変速に際し、Dレンジ（前進走行）である場合は図3のハイ側ピストン室18Hに油圧を供給すると同時にロー側ピストン室18Lを排圧することで一層高速側変速比へのアップシフトが行われ、逆にロー側ピストン室18Lに油圧を供給すると同時にハイ側ピストン室18Hを排圧することで一層低速側変速比へのダウンシフトが行われる。

一方Rレンジ（後進走行）である場合は、回転方向が図1の前後進切り換え機構3により逆にされることからハイ側ピストン室18Hに油圧を供給すると同時にロー側ピストン室18Lを排圧することで一層低速側変速比へのダウンシフトが行われ、逆にロー側ピストン室18Lに油圧を供給すると同時にハイ側ピストン室18Hを排圧することで一層高速側変速比へのアップシフトが行われる。

## 【0020】

前後進切り換え機構3の切り換え制御を含むトロイダル型無段変速機の変速制御のために通常通り、図1に示すごとくエンジン1により駆動される原動機駆動ポンプ21を設けるが、その他に本発明の前記した目的を達成するため、エンジン1に近いカウンタシャフト15の前端により駆動される出力回転駆動ポンプ22を設ける。

ここでカウンタシャフト15は、変速機出力軸17および歯車組16を介して車輪に常時駆動結合されており、従って出力回転駆動ポンプ22は、エンジン1が停止していても車両の牽引中や惰性走行中のように車輪が回転されている間は、この回転に応動して駆動される。

## 【0021】

出力回転駆動ポンプ22は図2(a), (b), (c)に示すときプランジャポンプ（往復動型ポンプ）とし、カウンタシャフト15の前端に偏心カム24を円結合して具え、ポンプハウジング25内に摺動自在に嵌合したラジアルプランジャ（往復動ポンプ要素）26を有する。

ラジアルプランジャ26はバネ27で偏心カム24（ポンプ駆動メンバ）のカム面に押圧し、偏心カム24の回転中そのカム面により図2(a), (b)に示すごとく半径方向へ往復ストロークされることで、オイルパン液面下に開口する

ようポンプハウジング25に設けた吸入ポート28より吸入弁29を経てオイルを吸入し、同じくポンプハウジング25に設けた吐出ポート30より吐出弁31を経てオイルを吐出するものとする。

#### 【0022】

プランジャ26は、偏心カム24から遠い端部を残部よりも大径にしてポンプ室の反対側にプランジャ後退室23を画成し、この室23に、エンジン（原動機）1の運転中常に発生する油圧を供給するようになす。

エンジン（原動機）1の停止中は当該油圧が発生しないから、出力回転駆動ポンプ22のラジアルプランジャ26はバネ27により偏心カム24のカム面に押し付けられ、車輪の回転に応動する偏心カム24により図2（a），（b）に示す位置間で往復動して上記のポンプ作用を行うことができる。

しかし、エンジン（原動機）1の運転中は室23に油圧が供給される結果、出力回転駆動ポンプ22のラジアルプランジャ26は図2（c）に示すごとく偏心カム24から離反した位置に後退する。このためラジアルプランジャ26は、車輪の回転に応動する偏心カム24によって駆動されることがなく、車輪の回転により偏心カム24が回転しても、エンジン（原動機）1の運転による走行中は出力回転駆動ポンプ22を非作動状態に保つことができる。

#### 【0023】

図2に示す出力回転駆動ポンプ22の吐出ポート30は、図3のごとくポンプ圧吐出回路32を経て変速制御油圧回路に接続し、前記した本発明の目的を達成し得るようになす。

先ず変速制御油圧回路を説明するに、これは、詳しくは図4につき後述する油圧制御回路36を具える。

この油圧制御回路36は、前記した原動機駆動ポンプ21からの作動油を媒体としてこれを所定のライン圧 $P_L$ に調圧し、ライン圧 $P_L$ はメイン回路34およびこれから分岐したサブ回路35にそれぞれ出力する。

#### 【0024】

メイン回路34には、特開平11-94062号公報に記載のものと同様の前進変速制御弁37を挿置し、サブ回路35は、前後進切り換え弁33のポート3

c, 3 d を経てサブ回路 4 8 に接続し、このサブ回路 4 8 に同じく特開平 1 1-94062 号公報に記載のものと同様な後進変速制御弁 3 8 を挿置する。

これら変速制御弁 3 7, 3 8 とサーボピストン 1 3 の両側ピストン室 1 8 L, 1 9 H との間に前記の前後進切り換え弁 3 3 を挿入し、これら前進変速制御弁 3 7、後進変速制御弁 3 8、および前後進切り換え弁 3 3 は、その他の弁と共にコントロールバルブボディー（図示せず）に内蔵させる。

なお前後進切り換え弁 3 3 は、カウンタシャフト 1 5 の後進回転に機械的に応答する周知のリバースセンサ 5 6（図 3 参照）により、前進回転時はバネ 3 3 b により図示の状態となるが、後進回転時はスプール 3 3 a を押し込まれた状態になるものとする。

#### 【0025】

前進変速制御弁 3 7 は、スプール 3 7 a に連節した変速制御レバー 3 9 を具え、該変速制御レバー 3 9 の一端をステップモータにより指令変速比に対応した位置にされ、他端にフォワードプリセスクムを経て変速進行状態をフィードバックされるもので、以下のごとくに作用するものとする。

変速制御レバー 3 9 の一端をステップモータにより指令変速比に対応した位置にする時、変速制御レバー 3 9 はその他端を支点として対応方向へ回動することによりスプール 3 7 a を対応方向へストロークさせ、これにより出力回路 4 0, 4 1 の一方にメイン回路 3 4 のライン圧  $P_L$  を供給するとともに他方をドレンさせることで、両者間の差圧により前後進切り換え弁 3 3（前進回転時は前述した通りスプール 3 3 a が図 3 の位置にされている）の出力回路 4 2, 4 3 を経てサーボピストン 1 3 を中立位置からストロークさせ、指令変速比へ向けての変速を行わせる。

当該変速の進行はフォワードプリセスクムを介して変速制御レバー 3 9 の上記他端にフィードバックされ、変速の進行につれサーボピストン 1 3 を中立位置に戻すようストローク制御しつつ、実変速比が指令変速比に達した時に丁度スプール 3 7 a を出力回路 4 0, 4 1 の双方が閉じられた元の位置に戻すことで指令変速比を維持する。

#### 【0026】

後進変速制御弁 3 8 は、後進回転時に前後進切り換え弁 3 3 のスプール 3 3 a が図 3 の位置から押し込まれてポート 3 3 c, 3 3 d 間を通じると共に回路 4 2, 4 3 を回路 4 4, 4 5 に切り換え接続するため、後進回転時に前進変速制御弁 3 7 の上記作用に代えて以下の変速作用を行う。

つまり後進変速制御弁 3 8 は、実変速比が後進用の固定した指令変速比に向かうようスプール 3 8 a がリバースプリセスカム（図示せず）を介して対応方向へストロークされ、これにより出力回路 4 4（4 2）, 4 5（4 3）の一方にサブ回路 3 5, 4 8 からのライン圧  $P_L$  を供給するとともに他方をドレンさせることで、両者間の差圧によりサーボピストン 1 3 を中立位置からストロークさせ、後進用の指令変速比へ向けての変速を行わせる。

当該変速の進行につれリバースプリセスカムは、サーボピストン 1 3 を中立位置に戻すようストローク制御しつつ、実変速比が後進用の指令変速比に達した時に丁度スプール 3 8 a を出力回路 4 4, 4 5 の双方が閉じられた元の位置に戻すことで後進用の指令変速比を維持する。

【 0 0 2 7 】

前後進切り換え弁 3 3 は図 3 にも示すが、コントロールバルブボディー 4 6 内に摺動自在に挿入したスプール 3 3 a を通常はバネ 3 3 b により図示の前進位置にされて出力回路 4 2, 4 3 をそれぞれ回路 4 0, 4 1 に通じ、これにより前進変速制御弁 3 7 による前記の変速制御を可能にする。

なお当該前進位置では、ポート 3 3 c, 3 3 d 間が遮断されているため、サブ回路 3 5 から後進変速制御弁 3 8 にライン圧  $P_L$  が供給されず、後進変速制御弁 3 7 による前記の変速制御が無駄に行われることはない。

一方で前後進切り換え弁 3 3 は後進走行中、スプール 3 3 a をバネ 3 3 b に抗して押し込まれた後進位置にされ、出力回路 4 2, 4 3 をそれぞれ回路 4 4, 4 5 に通じる。

また当該後進位置ではポート 3 3 c, 3 3 d 間が開通されるため、サブ回路 3 5 からサブ回路 4 8 を経て後進変速制御弁 3 8 にライン圧  $P_L$  が供給され、従って後進変速制御弁 3 7 による前記の変速制御が可能である。

なお、前後進切り換え弁 3 3 のスプール 3 3 a を後進位置に押し込む前記周知

のリバースセンサ 5 6 は、機械的に後進回転に応答することから後進時において潤滑が必要であり、この潤滑をサブ回路 4 8 から逆止弁 4 9 を経て供給される作動油で行う。

ここで逆止弁 4 9 の開弁圧は、サブ回路 4 8 内のライン圧  $P_L$  が後進変速制御弁 3 8 による変速制御に影響するほどに低下することのない設定圧とする。

#### 【 0 0 2 8 】

出力回転駆動ポンプ 2 2 の油圧吐出回路 3 2 は前記した本発明の目的を達成するため図 3 示すごとく、上記した変速制御油圧回路内におけるサブ回路 3 5 に接続する。

出力回転駆動ポンプ 2 2 にはリリーフ弁 5 0 を設け、これにより出力回転駆動ポンプ油圧吐出回路 3 2 の内圧がリリーフ弁 5 0 の開弁圧を越えて高くなることのないようにする。

#### 【 0 0 2 9 】

出力回転駆動ポンプ油圧吐出回路 3 2 には逆流防止のための逆止弁 5 1 を設け、サブ回路 3 5 中には、出力回転駆動ポンプ油圧吐出回路 3 2 の接続箇所よりも原動機駆動ポンプ 2 1 に近い箇所に逆止弁 5 2 を挿置し、これを原動機駆動ポンプ 2 1 に向かう油流を阻止する向きに配置する。

逆止弁 5 1 の上流側において出力回転駆動ポンプ油圧吐出回路 3 2 にパワーローラ潤滑回路 5 3 を接続して設け、この潤滑回路 5 3 をパワーローラ 8 の潤滑部に導くと共にこの潤滑回路 5 3 中に逆止弁 5 4 を挿入する。

ここで逆止弁 5 1, 5 2 はそれぞれ、本来の逆止機能を果たすだけでよいため、流路抵抗の観点からもその開弁圧をできるだけ低くし、逆止弁 5 4 の開弁圧はこれらの開弁圧よりも高くするが、リリーフ弁 5 0 の開弁圧よりも低くする。

#### 【 0 0 3 0 】

そして、サーボピストン 1 3 のロー側ピストン室 1 8 L に板バネ型式の弾性手段 5 5 を設け、これによりサーボピストン 1 3 をハイ側ピストン室 1 8 H に向けて少なくとも前記中立位置に対応した位置まで付勢する。（請求項 4）

ここで弾性手段 5 5 は、前進牽引などでサーボピストン 1 3 がハイ側ピストン室 1 8 H からロー側ピストン室 1 8 L に向けてストロークするのを、つまり前進



時にハイ側ピストン室18Hをロー側ピストン室18Lよりも高圧にした時に生起される変速と同じ方向へのアップシフトを阻止して、前進牽引時にハイ側変速比になるのを防止する、前進時ハイ発進防止用弾性手段を構成する。

#### 【0031】

上記実施の形態になるトロイダル型無段変速機の変速作用を次に説明する。

前進走行中はカウンタシャフト15が前進回転するため、リバースセンサ56がカウンタシャフト15の前進回転を検知して前後進切り換え弁33を図3に示す状態にしており、メイン回路34からのライン圧 $P_L$ を元圧とする前進変速制御弁37を介した前記の前進変速制御が行われる。

後進走行中はカウンタシャフト15が後進回転するため、リバースセンサ56がカウンタシャフト15の後進回転を検知して前後進切り換え弁33はスプール33aを図3の位置から押し込まれた状態になり、サブ回路35、48からのライン圧 $P_L$ を元圧とする後進変速制御弁38を介した前記の後進変速制御が行われる。

なお後進走行時の当該変速中において、サブ回路35から出力回転駆動ポンプ22の方向への油流は逆止弁51により阻止され、サブ回路35のライン圧 $P_L$ が逃げて上記の変速が妨げられる事態の発生を回避することができる。

#### 【0032】

エンジン1の停止中は、これにより駆動される原動機駆動ポンプ21から作動油が吐出されないため、メイン回路34からライン圧 $P_L$ が出力されることはなく、これを元圧とした変速制御弁37、38による上記の変速制御が行われることはない。

かかるエンジン1の停止中でも、車輪が牽引や惰性走行により回転されると、車輪に常時結合されているカウンタシャフト15が出力回転駆動ポンプ22の偏心カム24を回転させる。

出力回転駆動ポンプ22は前記した通りラジアルプランジャポンプであるが故に、偏心カム24が何れの方法で回転される場合も、出力回転駆動ポンプ油圧出力回路32に作動油を吐出して回転数に応じた油圧を発生させる。

#### 【0033】

エンジン停止中に車輪が後進回転されている場合、前後進切り換え弁 33 が図 3 の位置から押し込まれてポート 33 c、33 d 間を開通しているため、回路 32 の出力回転駆動ポンプ吐出圧は逆止弁 51、ポート 33 c、33 d、サブ回路 48 を経て後進変速制御弁 38 に達する。

ここで後進変速制御弁 38 は、サブ回路 48 からの出力回転駆動ポンプ吐出圧を元圧として前記の作用により固定の後進時用変速比（後進用のためロー側変速比）を維持するような変速を行う。

なお、後進回転速度低下による出力回転駆動ポンプ吐出圧の低下で上記の変速制御が所定通りになされなくなり、後進回転時の逆駆動力によりトラニオン 12 が中立位置から少しでも矢  $\varepsilon$  で示すアップシフト方向にずれてトロイダル型無段変速機をアップシフトさせようとする、これがリバースプリセスクムを介して後進変速制御弁 38 のスプール 38 a に矢  $\rho$  で示すようにフィードバックされる。

#### 【0034】

これにより後進変速制御弁 38 が、回路 44 をドレンポート 38 b に通じると共に回路 45 へ回路 48 の出力回転駆動ポンプ吐出圧を供給する結果、ロー側ピストン室 18 L の内圧が低下し、ハイ側ピストン室 18 H の内圧が上昇することでトラニオン 12 の上記ストローク  $\varepsilon$  は行われることがない。

そして、上記ロー側ピストン室 18 L の内圧低下、およびハイ側ピストン室 18 H の内圧上昇に起因してサーボピストン 13 は板バネ 55 に抗し押動されることとなり、トラニオン 12 の対応方向へのストロークによりトロイダル型無段変速機のダウンシフトを生起させることができる。

以上の作用の繰り返しにより、エンジン 1 の停止中に車輪が牽引や惰性走行で後進回転されても変速機を、後進変速制御弁 38 に指示された後進用の指令変速比（ロー側変速比）に保持することができる。

なお上記の作用中、回路 32 からサブ回路 35 への出力回転駆動ポンプ吐出圧が原動機駆動ポンプ 21 の方向へ逃げるのを逆止弁 52 により阻止することができ、上記のハイ発進防止作用が不能になることはない。

#### 【0035】

一方で、エンジン停止中に車輪が前進回転されている場合、前後進切り換え弁 3 3 が図 3 の位置にあってポート 3 3 c, 3 3 d 間を遮断しているため、回路 3 2 の出力回転駆動ポンプ吐出圧は逆止弁 5 1、ポート 3 3 c、3 3 d、サブ回路 4 8 を経て後進変速制御弁 3 8 に達することがなく、前進変速制御弁 3 7 にも何ら元圧が供給されることがないため、サーボピストン 1 3 の両側における室 1 8 H および 1 8 L の何れも無圧状態にされている。

従って、サーボピストン 1 3 は板バネ型式の弾性手段 5 5 によりストローク位置を決められ、この弾性手段 5 5 がサーボピストン 1 3 を前記したごとく、少なくとも前記中立位置に対応したストローク位置までハイ側ピストン室 1 8 H に向け付勢するものであることから、サーボピストン 1 3 が中立位置を越えてハイ側ピストン室 1 8 H からロー側ピストン室 1 8 L に向かうのを防止することができ、エンジン 1 の停止中に車輪が牽引や惰性走行で前進回転される時のハイ側変速比への変速を回避してハイ発進を回避することができる。

#### 【0036】

以上により本実施の形態においては、エンジン 1 の停止中に車輪が牽引や惰性走行によって前進回転される場合も、また逆に後進回転される場合も、トロイダル型無段変速機がハイ側変速比にされることがなく、前記ハイ発進の事態になるのを回避することができる。

しかも本実施の形態によれば、出力回転駆動ポンプ 2 2 からの油圧が後進変速制御弁 3 8 にしか供給されないために、前進変速制御弁 3 7 からの作動油の漏洩による作動油の無駄を少なくすることができ、その分、出力回転駆動ポンプ 2 2 の小型化を実現し得てスペース的にもコスト的にも有利になる。

#### 【0037】

次に、潤滑回路 5 3 による潤滑作用を説明する。

エンジン 1 の運転により原動機駆動ポンプ 2 1 がエンジン駆動されていれば、回路 3 4, 3 5 にライン圧  $P_L$  が発生しており、これがトロイダル型無段変速機の変速制御の元圧であるため高圧であることから、走行により出力回転駆動ポンプ 2 2 から回路 3 2 に吐出圧が出力されていても、これに打ち勝って回路 3 5 のライン圧  $P_L$  が逆止弁 5 1 を閉状態に保つ。

従って、出力回転駆動ポンプ 22 から回路 32 へのポンプ吐出圧が逆止弁 54 を開いて作動油をパワーローラ潤滑部に供給し、ここを潤滑することができる。

## 【0038】

エンジン停止中に車輪が回転されている間は、出力回転駆動ポンプ 22 から回路 32 への作動油が、一方で逆止弁 52 において行き止まりとなり、他方で後進回転時なら前後進切り換え弁 33 において、また前進回転時なら前記ハイ発進防止後にピストン室 18H、18L においてそれぞれ行き止りとなる。

従って、出力回転駆動ポンプ 22 から回路 32 へのポンプ吐出圧が上昇し、これが逆止弁 54 の開弁圧を越えたところで、逆止弁 54 が開いて作動油をパワーローラ潤滑部に供給し、エンジン停止中の牽引時などにおいてもパワーローラの耐久性が低下することのないよう潤滑することができる。

出力回転駆動ポンプ 22 からの余剰油を上述のように潤滑に用いても尚作動油量が余って回路 32 が高圧になる場合は、これがリリーフ弁 50 の開弁圧を越えたところで、作動油を当該リリーフ弁 50 を経てドレンすることとし、これにより回路への悪影響を回避する。

## 【0039】

次に、図 2 (c) のごとくプランジャ 26 を偏心カム 24 から離反した位置に後退させるようプランジャ後退室 23 に供給すべき、エンジン（原動機）1 の運転中常に発生する油圧について説明する。

この油圧は、図 3 における油圧制御回路 36 内の後述する油圧とする。

油圧制御回路 36 は図 4 に示すごときもので、原動機駆動ポンプ 21 からの作動油をライン圧回路 61 に吐出し、プレッシャレギュレータ弁 62 により該回路 61 の作動油を所定のライン圧  $P_L$  に調圧して、これを変速制御の元圧とし、図 3 のメイン回路 34 に出力する。

## 【0040】

プレッシャレギュレータ弁 62 は、ライン圧ソレノイド 63 から回路 64 への後述するライン圧制御油圧に応じてライン圧  $P_L$  を、ライン圧制御油圧に対応した値に制御し、当該ライン圧制御中におけるライン圧回路 61 の余剰油をトルクコンバータ圧回路 65 に流出させ、ライン圧回路 61 の作動油が更に過多となる

場合は回路61の作動油を原動機駆動ポンプ21の吸入回路66からも排除する。

パイロット弁67は、回路61からライン圧 $P_L$ を入力され、これを一定値のパイロット圧 $P_p$ に減圧してパイロット圧回路68に出力する。

前記のライン圧ソレノイド63は、パイロット圧 $P_p$ を元圧としたデューティ制御によりライン圧制御油圧を作り出し、これを回路64に出力して前記のライン圧制御に供する。

#### 【0041】

プレッシャレギュレータ弁62からトルクコンバータ圧回路65への余剰油は、トルクコンバータレギュレータ弁69およびロックアップレギュレータ弁70により、回路64からのライン圧制御油圧に応じた所定のトルクコンバータ圧 $P_t$ に制御されると共に、該トルクコンバータ圧 $P_t$ の上限を設定される。

この間におけるトルクコンバータレギュレータ弁69およびロックアップレギュレータ弁70からの余剰油は回路71を経てトロイダル型無段変速機の前部潤滑部72に至ってここの潤滑に供されると共に、ロックアップ制御弁73に達してこれによる後述の制御下で冷却回路74を経てオイルクーラ75に通流し、ここで作動油の冷却が行われる。

#### 【0042】

ロックアップ制御弁73は、ロックアップソレノイド76によりストローク位置を以下のごとくに制御される。

ロックアップソレノイド76はON,OFFにより、回路68からのパイロット圧 $P_p$ を回路77に出力してロックアップ制御弁73のスプールを図示のコンバータ位置にするか、回路77をドレンしてロックアップ制御弁73のスプールを下降されたロックアップ位置にするかを決定する。

ロックアップ制御弁73が図示のコンバータ位置であるとき、回路65のトルクコンバータ圧 $P_t$ は回路78により、トルクコンバータ2のリリース室に流入して、トルクコンバータ2のアプライ室より流出され、その後回路79を経て前記の冷却回路74によりオイルクーラ75に向かうことでこの回路74内にクーラ圧 $P_c$ を発生させる。

この場合トルクコンバータ圧 $P_t$ がトルクコンバータ2をリリース室からアプライ室に通流することから、トルクコンバータ2はロックアップされないコンバータ状態で動力伝達を行う。

## 【0043】

ロックアップ制御弁73が図示位置から下降したロックアップ位置であるとき、回路65のトルクコンバータ圧 $P_t$ は回路79により、トルクコンバータ2のアプライ室に流入して、トルクコンバータ2のリリース室より流出され、その後回路78を経てドレンポート73aより排除される。

この場合トルクコンバータ圧 $P_t$ がトルクコンバータ2をアプライ室からリリース室に通流することから、トルクコンバータ2はロックアップ状態で動力伝達を行う。

なお当該ロックアップ時における作動油の冷却は、回路71への余剰油が冷却回路74を経てオイルクーラ75に向かうことで、ロックアップ時も当該冷却を行うことができ、この冷却回路74内にクーラ圧 $P_c$ が発生される。

## 【0044】

図2(c)のごとくプランジャ26を偏心カム24から離反した位置に後退させるようプランジャ後退室23に供給すべき、エンジン(原動機)1の運転中(原動機駆動ポンプ21の駆動中)常に発生する油圧としては、図4に示した冷却回路74内におけるクーラ圧 $P_c$ 、または回路65内におけるトルクコンバータ圧 $P_t$ 、または回路61内におけるライン圧 $P_L$ 、或いは回路68内におけるパイロット圧 $P_p$ を用いることができ、図4にA,B,C,Dを付して示した任意の1箇所に図2におけるプランジャ後退室23を接続する。

## 【0045】

かくして、エンジン(原動機)1の停止中は原動機駆動ポンプ21からの作動油が存在しないために上記の油圧 $P_c$ 、 $P_t$ 、 $P_L$ 、 $P_p$ のいずれも発生しないから、図2(a)、(b)に示すごとく室23に油圧が供給されず、出力回転駆動ポンプ22のラジアルプランジャ26はバネ27により偏心カム24のカム面に押し付けられ、車輪の回転に応動する偏心カム24により図2(a)、(b)に示す位置間で往復動され、所定のポンプ作用を行ってハイ発進を防止することができる

しかし、エンジン（原動機）1の運転中は原動機駆動ポンプ21から作動油が吐出されるために上記の油圧 $P_c$ 、 $P_t$ 、 $P_L$ 、 $P_p$ が発生していて室23に油圧が供給される結果、出力回転駆動ポンプ22のラジアルプランジャ26は図2（c）に示すごとく偏心カム24から離反した位置に後退する。

## 【0046】

このためラジアルプランジャ26は、車輪の回転に応動する偏心カム24によって駆動されることがなく、車輪の回転により偏心カム24が回転しても、エンジン（原動機）1の運転による走行中は出力回転駆動ポンプ22を非作動状態に保つことができる。

このため、エンジン（原動機）1の運転による通常走行中は出力回転駆動ポンプ22が駆動されることはなく、エンジン（原動機）1の運転中は出力回転駆動ポンプ22からの吐出圧が不要であるにもかかわらずこの出力回転駆動ポンプ22が車輪の回転に応動して走行抵抗となってしまうという問題を回避することができ、これに伴う燃費の悪化を防止し得る。

## 【0047】

なお、エンジン（原動機）1の運転中（原動機駆動ポンプ21の駆動中）常に発生する油圧として、図4に示した冷却回路74内におけるクーラ圧 $P_c$ を用いる場合、これが原動機駆動ポンプ21の停止時において速やかにドレンされるため、出力回転駆動ポンプ22の作動性が向上すると共に変速制御への影響を少なくすることができる。

また、エンジン（原動機）1の運転中（原動機駆動ポンプ21の駆動中）常に発生する油圧として、図4に示した回路65内におけるトルクコンバータ圧 $P_t$ を用いる場合、この圧力がトルクコンバータレギュレータ弁69により上限を定められており、また、ロックアップレギュレータ弁70により下限を最低ライン圧と同じ値に定められているため、図2（c）に示すようにプランジャ26を後退位置にする時の安定度を高めることができる。

そして、トルクコンバータ圧 $P_t$ は最大ライン圧を超えることがないため、プランジャ26の耐圧性の点でも有利である

## 【0048】

更に、エンジン（原動機）1の運転中（原動機駆動ポンプ21の駆動中）常に発生する油圧として、図4に示した回路61内におけるライン圧 $P_L$ を用いる場合、これが制御の元圧で比較的高いため、また図4に示した回路68内におけるパイロット圧 $P_p$ を用いる場合、これが一定値であるため、いずれの場合も、図2（c）に示すようにプランジャ26を後退位置にする時の安定度を高めることができる。

なおライン圧 $P_L$ を用いる場合、これが制御の元圧で比較的高いため、室23の受圧面積を小さくし得て、出力回転駆動ポンプ22の大型化を防止することもできる。

## 【0049】

ところで上記では、エンジン（原動機）1の運転中（原動機駆動ポンプ21の駆動中）常に発生する油圧 $P_c$ 、 $P_t$ 、 $P_L$ 、 $P_p$ により出力回転駆動ポンプ22をポンプ駆動メンバである偏心カム24から離反させて非作動状態に保つに際し、図2のごとくポンプハウジング25内にプランジャ後退室23を画成してここに上記の油圧を導くことでプランジャ26を非作動位置に油圧作動させるようにしたが、図5のような構成にすることもできる。

図5では、偏心カム24がリンク機構81を介してプランジャ26を往復動させるようなものとし、プランジャ26に同軸にアクチュエータ82を対設する。

このアクチュエータ82はピストン83を具え、これをバネ84によりプランジャ26から遠ざかる方向に附勢して図5（a）、（b）に示す位置に弾支する。

そして、プランジャ26から遠いピストン83の側に室85を画成し、この室を図4におけるA,B,C,Dの任意の1箇所に接続して、室85に、エンジン（原動機）1の運転中（原動機駆動ポンプ21の駆動中）常に発生する油圧 $P_c$ 、 $P_t$ 、 $P_L$ 、 $P_p$ のいずれかを供給するようになる。

## 【0050】

かくして、エンジン（原動機）の停止中は上記の油圧 $P_c$ 、 $P_t$ 、 $P_L$ 、 $P_p$ のいずれも発生しないから、図5（a）、（b）に示すごとく室85に油圧が供給されず



、ピストン 83 はバネ 84 によりプランジャ 26 と干渉しない位置に弾支されている。

このため、出力回転駆動ポンプ 22 のラジアルプランジャ 26 はバネ 27 によりリンク機構 81 を介して偏心カム 24 のカム面に駆動係合され続け、車輪の回転に応動する偏心カム 24 により図 5 (a), (b) に示す位置間で往復動し、所定のポンプ作用を行ってハイ発進を防止することができる。

#### 【0051】

しかし、エンジン（原動機）1 の運転中は上記の油圧  $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$  が発生していて室 85 に油圧が供給される結果、図 5 (c) に示すごとくピストン 83 がバネ 84 に抗して進出位置にストロークされ、出力回転駆動ポンプ 22 のラジアルプランジャ 26 を押し込んでリンク機構 81 を偏心カム 24 から離反させる。

このためラジアルプランジャ 26 は、車輪の回転に応動する偏心カム 24 によって駆動されることがなく、車輪の回転により偏心カム 24 が回転しても、エンジン（原動機）1 の運転による走行中は出力回転駆動ポンプ 22 を非作動状態に保つことができ、エンジン（原動機）1 の運転による通常走行中に出力回転駆動ポンプ 22 が無駄に駆動されて走行抵抗となるのを回避することができ、これに伴う燃費の悪化を防止し得る。

#### 【0052】

図 6 は、エンジン（原動機）1 の運転中（原動機駆動ポンプ 21 の駆動中）常発生する油圧  $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$  により出力回転駆動ポンプ 22 をポンプ駆動メンバである偏心カム 24 から離反させて非作動状態に保つ機構の更に別の構成例を示す。

この機構においては、ポンプハウジング 25 にアクチュエータ 86 を並置し、このアクチュエータ 86 はピストン 87 を具え、該ピストンに、プランジャ 26 の横方向ロック孔 26 a との協働によりプランジャ 26 を図 6 (b) の非作動位置にロックするロックピン 88 を設ける。

ピストン 87 をバネ 89 によりロックピン 88 が後退する方向に附勢して図 6 (a) に示す位置に弾支する。

そして、バネ 89 から遠いピストン 87 の側に室 90 を画成し、この室を図 4

におけるA,B,C,Dの任意の1箇所に接続して、室90に、エンジン（原動機）1の運転中（原動機駆動ポンプ21の駆動中）常に発生する油圧 $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$ のいずれかを供給するようになす。

## 【0053】

かくして、エンジン（原動機）の停止中は上記の油圧 $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$ のいずれも発生しないから、図6（a）に示すごとく室90に油圧が供給されず、ピストン87はロックピン88と共にバネ84で後退位置に弾支されている。

このため、出力回転駆動ポンプ22のラジアルプランジャ26はバネ27により偏心カム24のカム面に駆動係合され続け、車輪の回転に応動する偏心カム24により往復動し、所定のポンプ作用を行ってハイ発進を防止することができる。

## 【0054】

しかし、エンジン（原動機）1の運転中は上記の油圧 $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$ が発生していて室90に油圧が供給される結果、図6（b）に示すごとくピストン87がバネ89に抗して進出位置にストロークされ、これによりロックピン88がラジアルプランジャ26のロック孔26a内に侵入してプランジャ26を偏心カム24から離反させた位置に保持する。

このためラジアルプランジャ26は、車輪の回転に応動する偏心カム24によって駆動されることがなく、車輪の回転により偏心カム24が回転しても、エンジン（原動機）1の運転による走行中は出力回転駆動ポンプ22を非作動状態に保つことができ、エンジン（原動機）1の運転による通常走行中に出力回転駆動ポンプ22が無駄に駆動されて走行抵抗となるのを回避することができ、これに伴う燃費の悪化を防止し得る。

## 【0055】

上記した各構成例においては、エンジン（原動機）1の運転中常に発生している油圧 $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$ により出力回転駆動ポンプ22を非作動状態に保つ構成にしたが、この代わりに図7のような構成によっても同様の作用効果を達成することができる。

すなわち、プランジャ26を偏心カム24に押し付けるバネ27（図2、図5

、図 6 参照) を省略し、この代わりに、カウンタシャフト 1 5 により回転される偏心カム 2 4 に対し、プランジャ 2 6 の両ストローク方向に係合するカム追従子 9 1 を設け、このカム追従子 9 1 にプランジャ 2 6 を結合する。

つまり、偏心カム 2 4 とプランジャ 2 6 との間を、偏心カム 2 4 および両方向カム追従子 9 1 により構成される確動カムにより連結し、これにより偏心カム 2 4 にプランジャ 2 6 を押し付ける必要をなくす。

#### 【0 0 5 6】

そして、出力回転駆動ポンプ 2 2 の吸入ポート 2 8 (吸入弁 2 9 を含む) に切り換え弁 9 2 を設け、この弁は、常態で吸入ポート 2 8 をオイルパンのオイルレベル以下に通じさせるが、前記した油圧  $P_c$ ,  $P_t$ ,  $P_L$ ,  $P_p$  が発生しているエンジン (原動機) 1 の運転中は当該油圧に応動して吸入ポート 2 8 をオイルパンのオイルレベル上方に通じさせ、これにより、上記確動カムによるプランジャ 2 6 のストロークによってもポンプ 2 2 が無負荷状態にされているようになる。

このためエンジン (原動機) 1 の運転による走行中は、車輪の回転に応動する偏心カム 2 4 および両方向カム追従子 9 1 により構成される確動カムによりラジアルプランジャ 2 6 が往復動されても、出力回転駆動ポンプ 2 2 が無負荷状態に保たれ、また、上記確動カムの使用により偏心カム 2 4 にプランジャ 2 6 を押し付ける必要がなくて摺接抵抗の少ない構成であることとも相まって、エンジン (原動機) 1 の運転による通常走行中に出力回転駆動ポンプ 2 2 が走行抵抗になるのを回避することができ、これに伴う燃費の悪化を防止し得る。

#### 【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になるトロイダル型無段変速機の伝動系を示す模式図である。

【図 2】 同トロイダル型無段変速機における出力回転駆動ポンプを示し、

(a) は、その吐出行程端での動作状態を示す要部拡大断面図、

(b) は、その吸入行程端での動作状態を示す要部拡大断面図、

(c) は、非作動状態に保持した時の状態を示す要部拡大断面図である。

【図 3】 同トロイダル型無段変速機における変速制御油圧回路を示す回路図である。

【図 4】 変速制御油圧回路における油圧制御回路の詳細回路図である。

【図 5】 出力回転駆動ポンプの他の構成例を示し、

- (a) は、その吸入行程端での動作状態を示す要部拡大断面図、
- (b) は、その吐出行程端での動作状態を示す要部拡大断面図、
- (c) は、非作動状態に保持した時の状態を示す要部拡大断面図である。

【図 6】 出力回転駆動ポンプの更に他の構成例を示し、

- (a) は、そのポンプ作用中の動作状態を示す要部拡大断面図、
- (b) は、非作動状態に保持した時の状態を示す要部拡大断面図である。

【図 7】 出力回転駆動ポンプの更に別の構成例を示す概略説明図である。

【符号の説明】

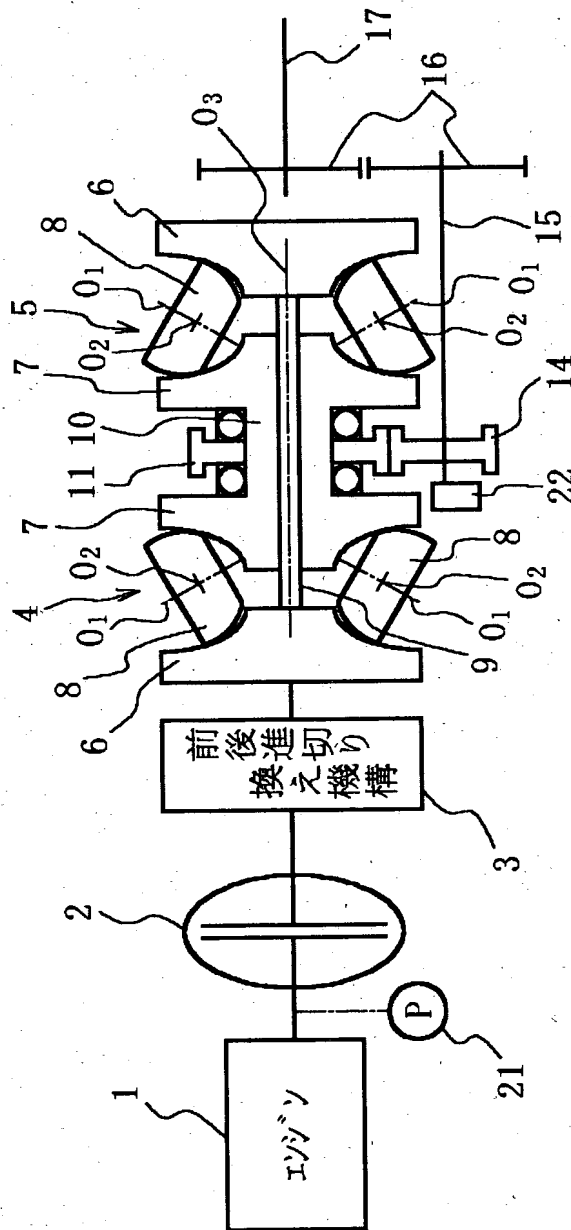
- 1 エンジン（原動機）
- 2 トルクコンバータ
- 3 前後進切り換え機構
- 4 フロント側トロイダル伝動ユニット
- 5 リヤ側トロイダル伝動ユニット
- 6 入力ディスク
- 7 出力ディスク
- 8 パワーローラ
- 9 主軸
- 10 中空出力軸
- 11 出力歯車
- 12 トラニオン
- 13 サーボピストン
- 18 サーボピストンボディー
- 18L ロー側ピストン室
- 18H ハイ側ピストン室
- 17 変速機出力軸
- 21 原動機駆動ポンプ
- 22 出力回転駆動ポンプ

- 23 プランジャ後退室
- 24 偏心カム
- 25 ポンプハウジング
- 26 ラジアルプランジャ
- 28 吸入ポート
- 29 吸入弁
- 30 吐出ポート
- 31 吐出弁
- 32 出力回転駆動ポンプ圧吐出回路
- 33 前後進切り換え弁
- 34 メイン回路
- 35 サブ回路
- 36 油圧制御回路
- 37 前進変速制御弁
- 38 後進変速制御弁
- 39 変速制御レバー
- 48 サブ回路
- 49 逆止弁
- 50 リリーフ弁
- 51 逆止弁
- 52 逆止弁
- 53 パワーローラ潤滑回路
- 54 逆止弁
- 55 弾性手段
- 56 リバースセンサ
- 61 ライン圧回路
- 62 プレッシュアレギュレータ弁
- 63 ライン圧ソレノイド
- 65 トルクコンバータ圧回路

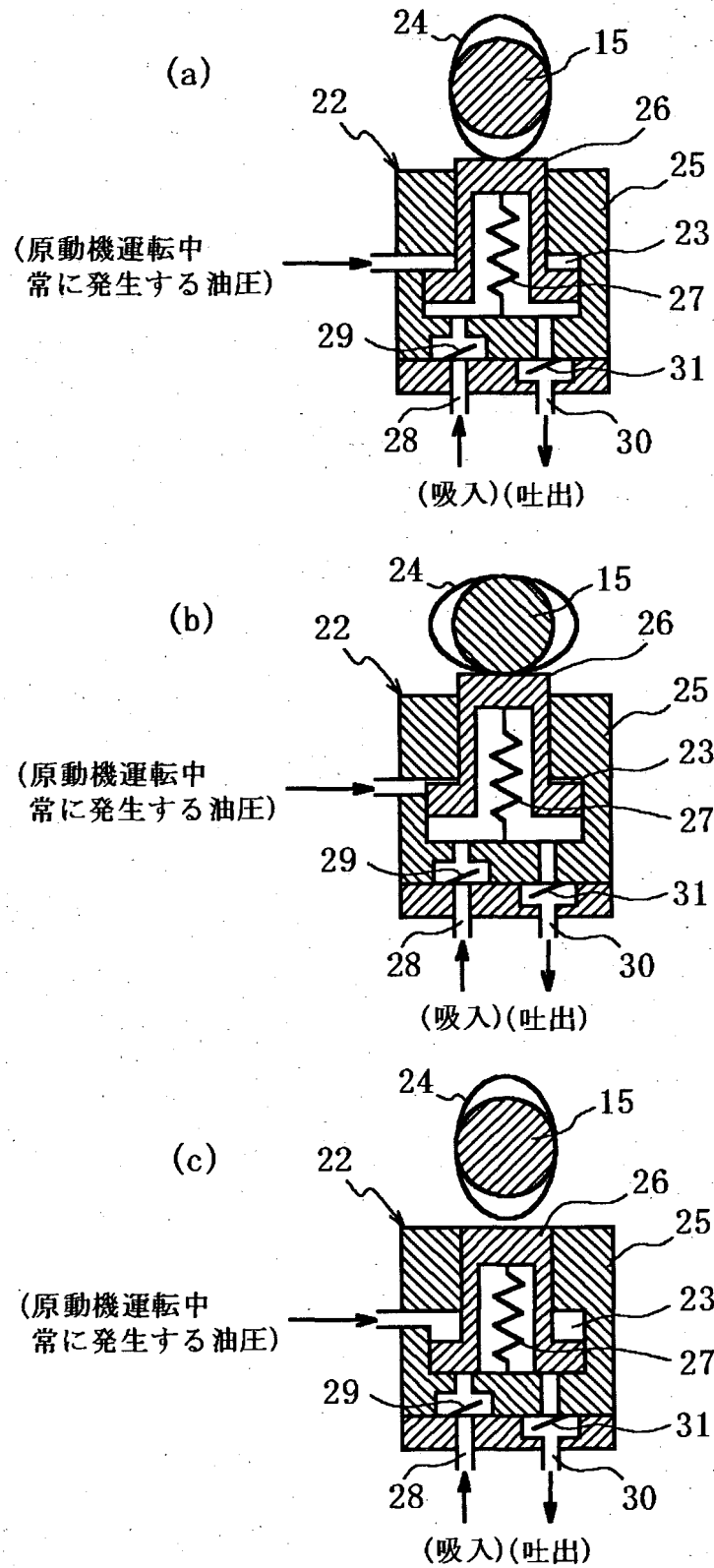
- 67 パイロット弁
- 68 パイロット圧回路
- 69 トルクコンバータレギュレータ弁
- 70 ロックアップレギュレータ弁
- 73 ロックアップ制御弁
- 74 冷却回路
- 75 オイルクーラ
- 76 ロックアップソレノイド
- 81 リンク機構
- 82 アクチュエータ
- 86 アクチュエータ
- 88 ロックピン
- 91 両方向カム追従子（確動カム）
- 92 切り換え弁

【書類名】 図面

【図 1】

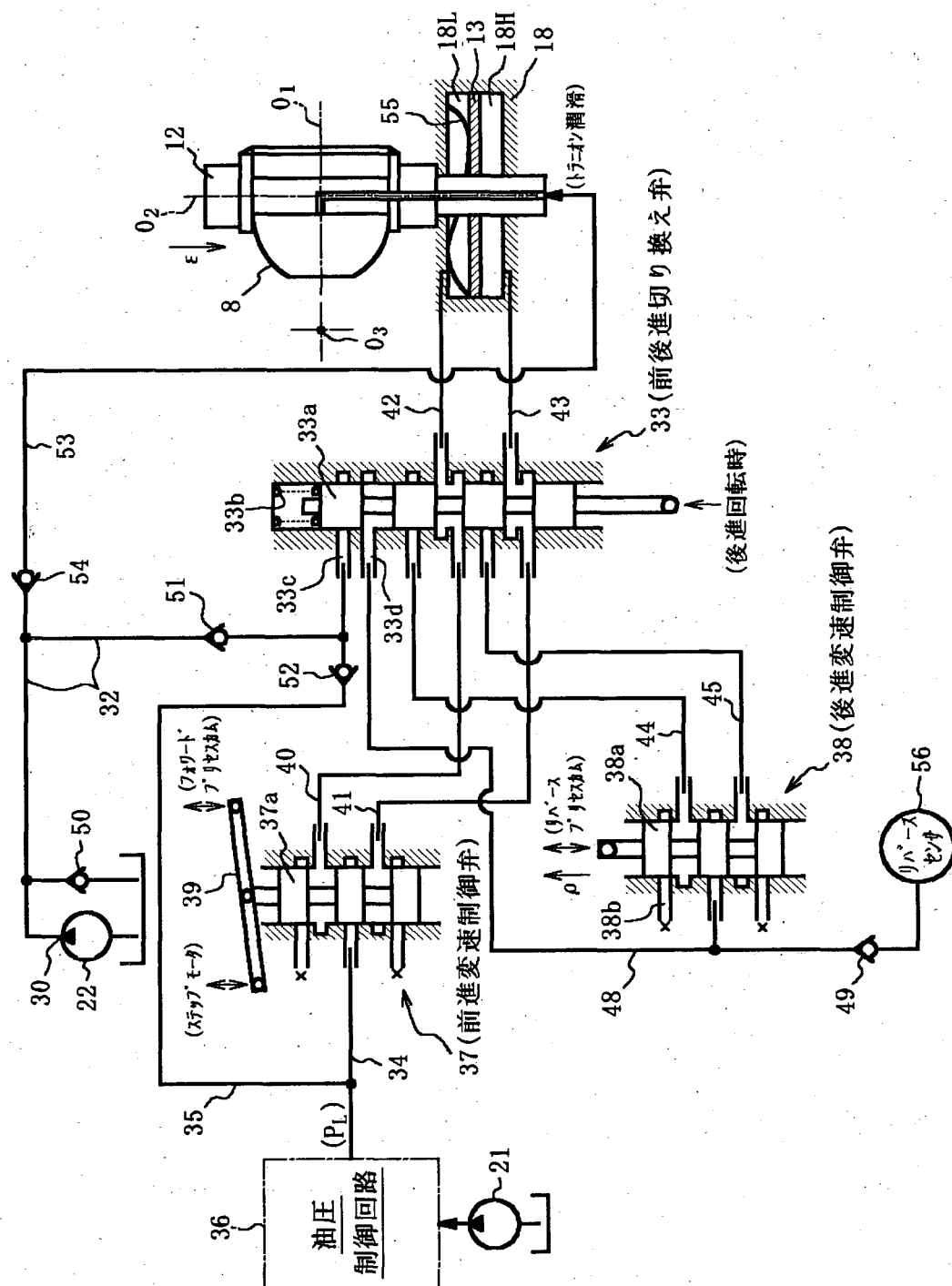


【図 2】

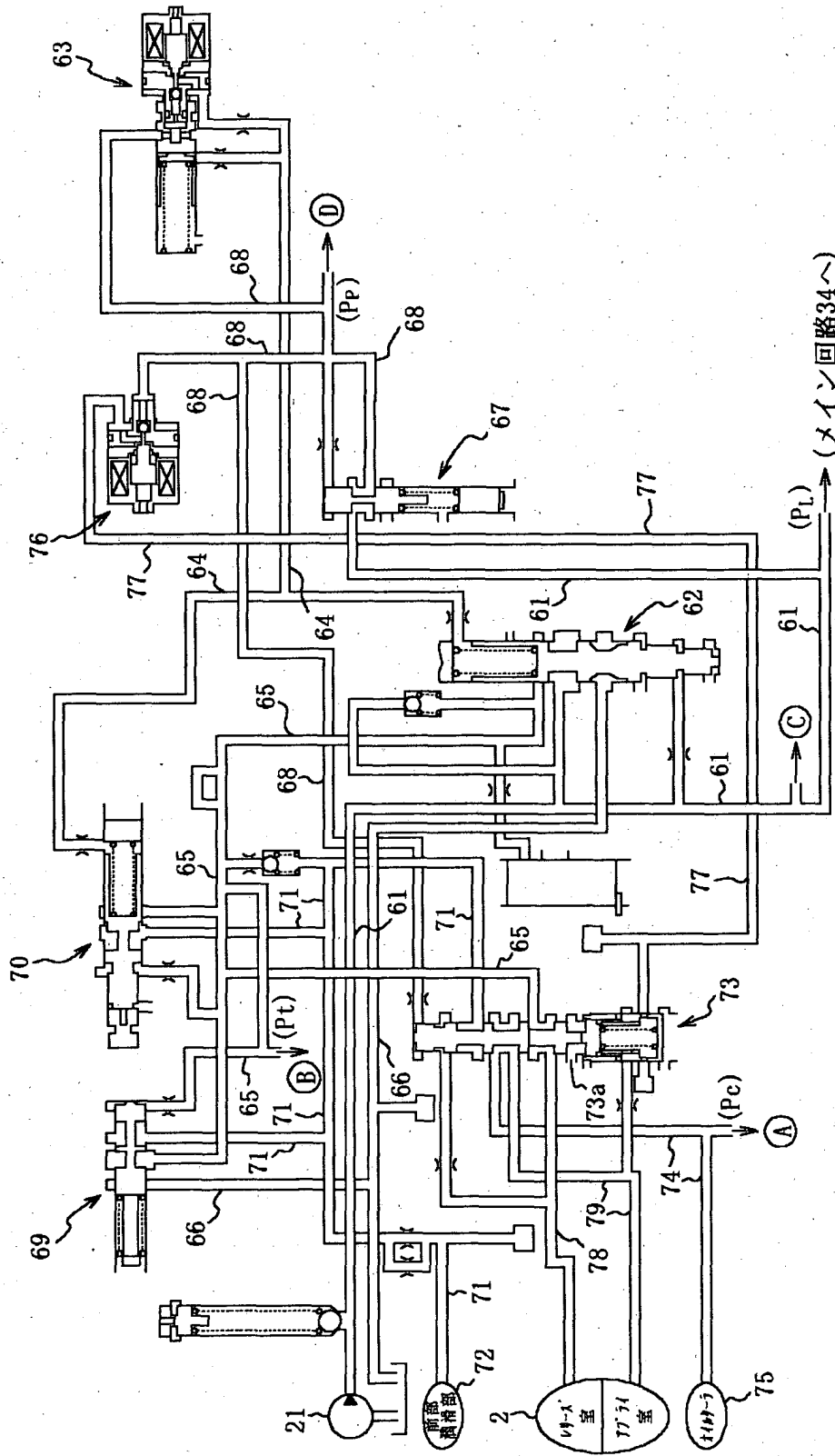




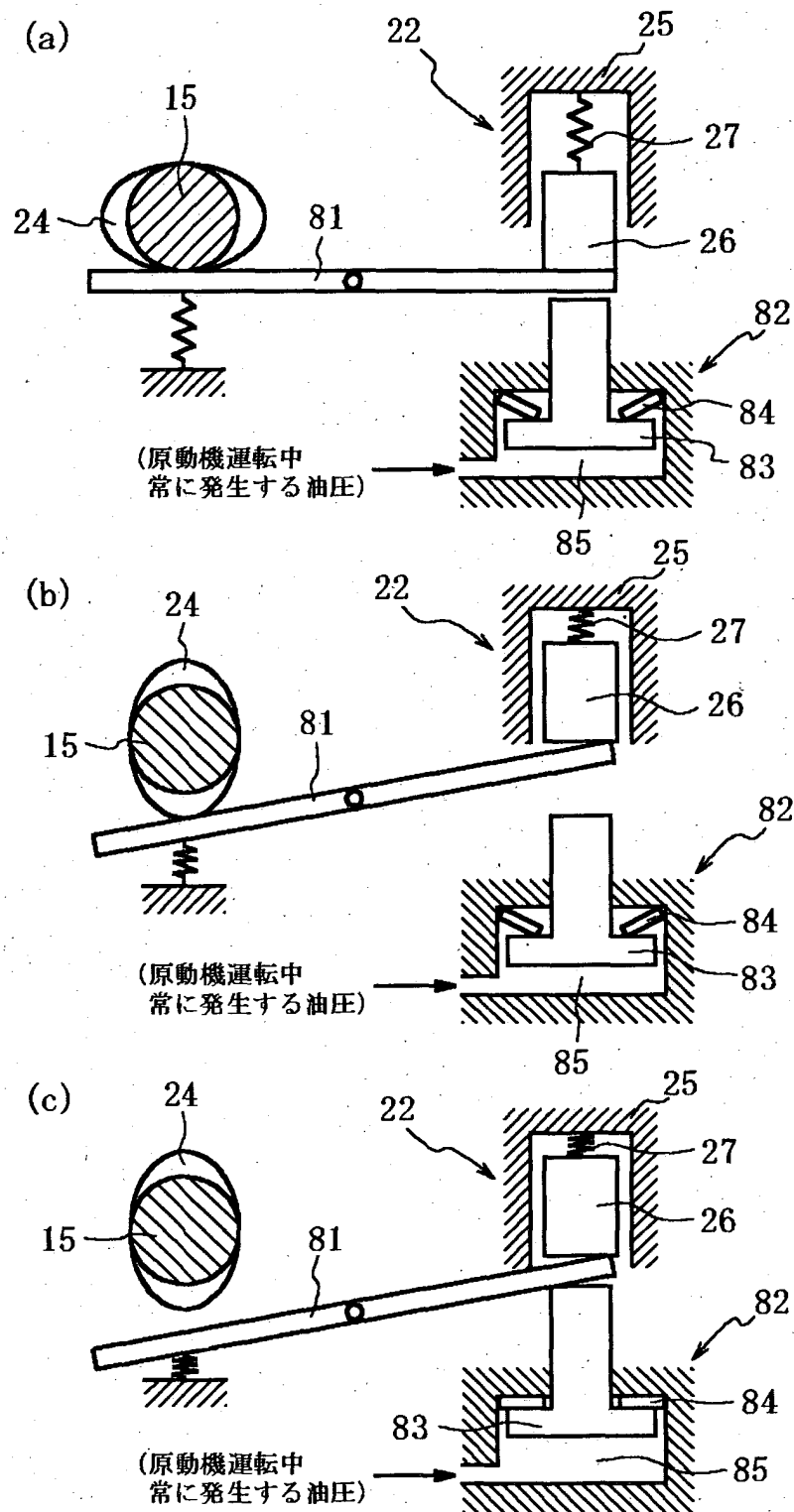
【図 3】



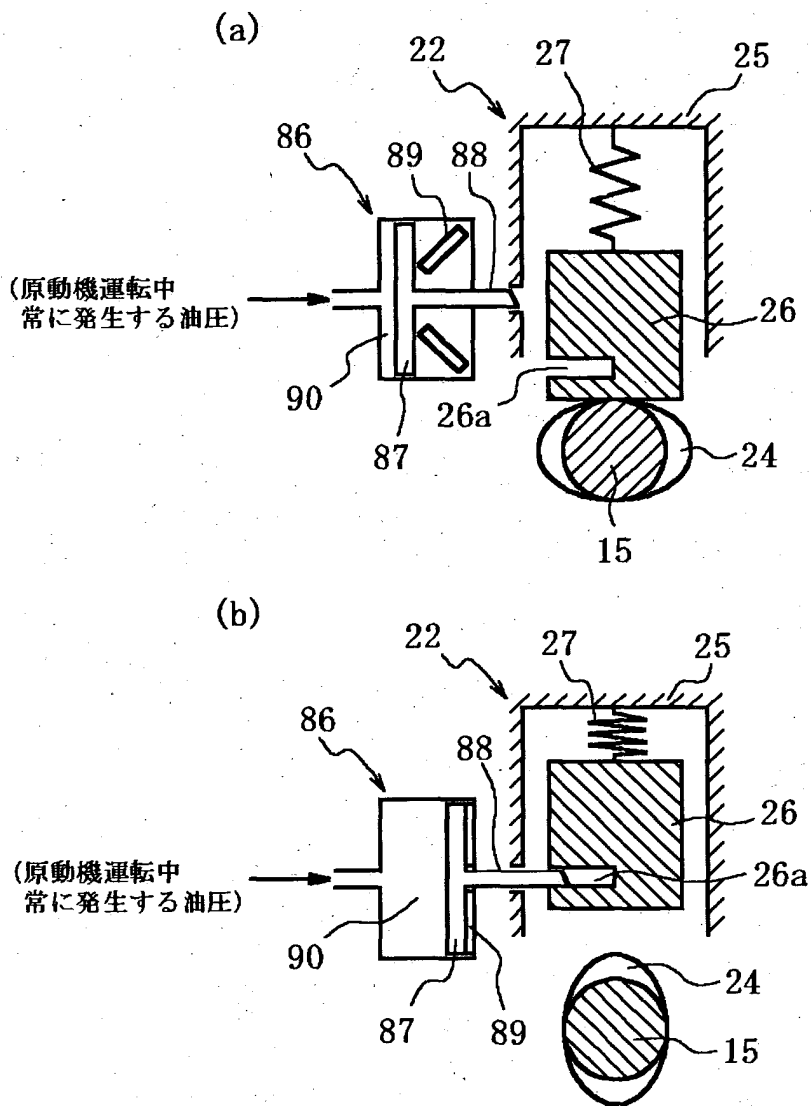
【図4】



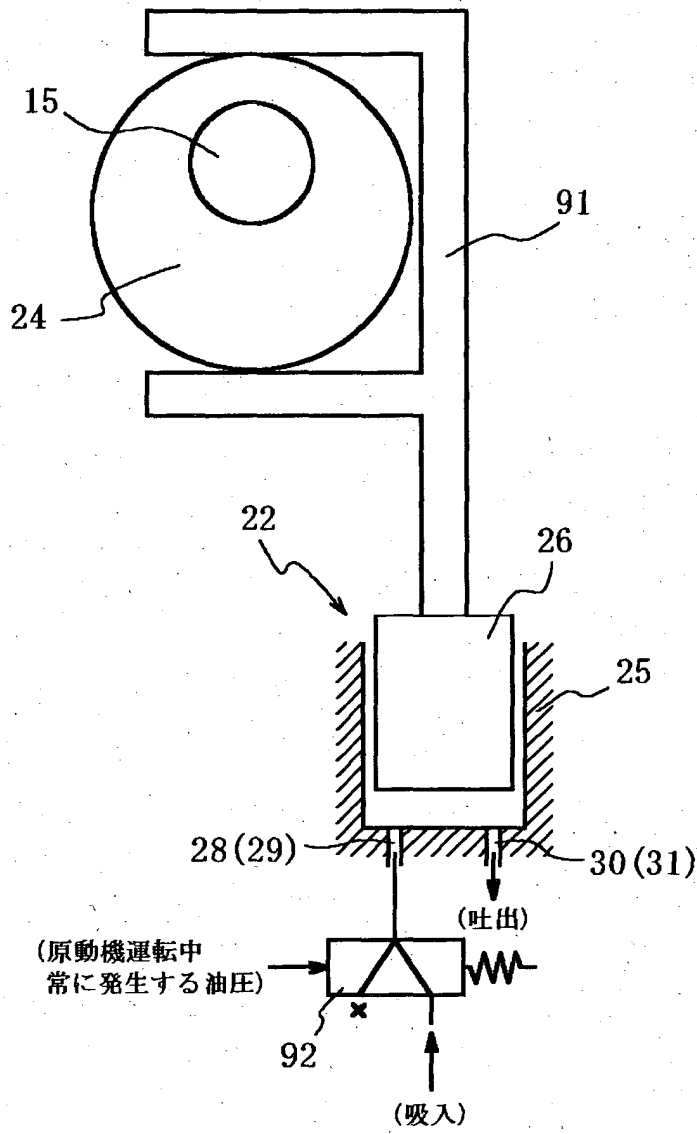
【図5】



【図 6】



【図 7】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 エンジン停止中の車輪回転で変速が起きないようにしてハイ発進を防止すると共に、そのためのポンプが走行抵抗にならないようにする。

【解決手段】 車輪に結合されたカウンタシャフト15上の偏心カム24により駆動される出力回転駆動ポンプ22のポート30からの吐出圧は、エンジン停止中の車輪回転に伴うトラニオンのアップシフト方向へのオフセットを阻止してハイ発進を防止する。原動機の運転中常に発生している油圧をポンプ22の室23に供給する。エンジン停止中は室23に油圧が供給されず、プランジャ26はバネ27によりカム24のカム面に押し付けられ、(a)、(b)に示す位置間で往復動し、所定のポンプ作用を行ってハイ発進を防止する。エンジン運転中は室23に油圧が供給される結果、プランジャ26は(c)に示すごとくカム24から離反した位置に後退し、カム24によって駆動されることがなく、ポンプ22が非作動状態に保たれて、エンジンの運転による通常走行中にポンプ22が車輪の回転に応動して走行抵抗になるのを回避し得る。

【選択図】 図2

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日  
[変更理由] 名称変更  
住 所 静岡県富士市今泉700番地の1  
氏 名 ジャトコ株式会社

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住 所 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

氏 名 日産自動車株式会社